



Raylı Araçlarda Kullanılan Auxetic ve Bal Peteği Çekirdek Katmanlı Sandviç Plakaların Titreşim Analizi

Fatih PEHLİVAN*^{ID}, Kerim Gökhan AKTAŞ^{ID}

Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Karabük, Türkiye

**fatihpehlivan@karabuk.edu.tr*

(Alınış/Received: 17.12.2024, Kabul/Accepted: 09.01.2025, Yayınlama/Published: 31.01.2025)

Öz: Bu makale, birinci mertebeden kayma deformasyon teorisine (FSDT) ve sonlu elemanlar metoduna (FEM) dayanan auxetic ve bal peteği çekirdek katmanına sahip sandviç plakaların serbest titreşim analizlerini sunmaktadır. Önerilen plakalar, demiryolu araç gövdelerinin yapımında en yaygın kullanılan malzemelerin başında gelen Al 6005A-T6 alüminyum alaşımından yapılmış auxetic veya bal peteği çekirdek katmanı yine aynı alüminyum alaşımından oluşturulmuş yüzey katmanları arasına yerleştirilmiştir. Sandviç plakaların hareket denklemleri için Hamilton prensibi kullanılmış ve çözümleri için ise Navier yöntemi uygulanmıştır. Elde edilen çözümlerde iki farklı gözeneklilik yapısı, dört farklı gözeneklilik oranı, üç farklı en/boy oranı, üç farklı çekirdek katmanı/yükseklik oranı ve dört farklı sınır koşulları kullanılarak bu parametrelerin serbest titreşime etkileri incelenmiştir. Ele alınan gözeneklilik yapısı, gözeneklilik oranı, en/boy oranı, çekirdek katmanı/yükseklik oranı ve sınır koşulları sandviç plakanın dinamik davranışını önemli ölçüde etkilediği belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Serbest titreşim analizi, Sonlu elemanlar analizi, Auxetic yapı, Bal peteği yapısı, Sandviç plaka

Analysis of the Vibration of Sandwich Plates with Auxetic and Honeycomb Core Layers used in Rail Vehicles

Abstract: This paper presents free vibration analyses of sandwich plates with auxetic, and honeycomb core layers based on first order shear deformation theory (FSDT) and finite element method (FEM). The proposed plates are made of Al 6005A-T6 aluminum alloy, which is one of the most widely used materials in the construction of railway car bodies, and the auxetic or honeycomb core layer is placed between the surface layers made of the same aluminum alloy. Hamilton's principle is used for the equations of motion of the sandwich plates and Navier's method is applied for their solutions. Two different porosity structures, four different porosity ratios, three different aspect ratios, three different core layer/height ratios and four different boundary conditions were used in the solutions and the effects of these parameters on free vibration were analyzed. It is determined that the porosity structure, porosity ratio, aspect ratio, core layer/height ratio and boundary conditions significantly affect the dynamic behavior of the sandwich plate.

Keywords: Free vibration analysis, Finite element analysis, Auxetic structure, Honeycomb structure, Sandwich plate

1. Giriş

Geleneksel yüksek mukavemetli çelik, demiryolu araç gövdelerinin yapımında en yaygın kullanılan temel malzemedir. Ancak, demiryolu vagonlarında enerji tüketiminin ve tehlikeli gaz emisyonlarının sınırlandırılması gibi önemli kaygılar sektörü alternatif malzemelerin uygulanmasını araştırmaya itmiştir. Bu sorunlar, araç gövde ve şasileri için hafif tasarımlar geliştirilerek çözülebilir [1, 2]. Küresel demiryolu endüstrisi, trenlerin daha güvenilir, verimli ve daha fazla yolcu için daha fazla kapasiteye sahip olmasını talep etmektedir [3, 4]. Bu hedefleri yerine getirmek için, demiryolu araçlarının daha hafif malzemeler ile inşa edilmesi

Atıf için/Cite as: F. Pehlivan, K.G. Aktaş, "Raylı araçlarda kullanılan auxetic ve bal peteği çekirdek katmanlı sandviç plakaların titreşim analizi," *Demiryolu Mühendisliği*, sy. 21, ss. 155-167, Ocak 2025. doi: 10.47072/demiryolu.1603016

gerekmektedir. Gözenekli malzemeden oluşan bir çekirdek katmana sahip sandviç yapı malzemeler, raylı araçların toplam ağırlığını azaltmak için tercih edilen seçeneklerden biridir [5]. Alüminyum alaşımlı sandviç yapılar, son zamanlarda demiryolu endüstrisinde de kullanılmaya başlanmıştır [6]. Düşük ağırlık ve yüksek mukavemet sağlayan bu yapılar genellikle iki yüzey levhası arasına sıkıştırılmış çekirdek katmanından oluşmaktadır [6]. Alüminyum alaşımları, yakıt tüketimini azaltan ve dolayısıyla enerji kullanımını ve kirliliği azaltan hafif özellikleri nedeniyle demir yolu araç gövdelerinde kullanılmaktadır [7]. Alüminyum alaşımlı sandviç sistemler, klasik çelik konstrüksiyonlara göre önemli ölçüde ağırlık tasarrufu sağlamakta ve yapısal standartlara uymaktadır [8]. Araştırmacılar, yüksek mukavemet, korozyon direnci ve işleme kolaylığı gibi avantajlar sunan alüminyum alaşımlarının demir yolu araç gövdesi ve alt şasi gibi kritik bileşenler için uygulanabilirliğini araştırmışlardır [9]. Monolitik alüminyum alaşımlarının kullanımının yanında, alüminyum köpük, auxetic veya bal peteği çekirdeklerinin sandviç yapıya entegre edilmesinin, sistemin hafiflik ve enerji emme özelliklerini artıracığı düşünülmektedir [10]. Sandviç yapı, her bir malzemenin farklı özelliklerini etkin bir şekilde kullanarak hem hafif hem de sağlam bir tasarım ortaya çıkarmaktadır [11]. Genel olarak, raylı taşıt gövdelerinde alüminyum alaşımlı sandviç yapıların kullanılması, sektörün enerji tüketimini azaltma, emisyonları en aza indirme ve yolcu kapasitesini artırma hedefleri için etkili bir strateji olarak görünmektedir.

Raylı araçların dinamik performanslarını anlamak ve raylı araç gövdelerinin yapısal bütünlüğünü sağlamak için kullanılan alüminyum alaşımlı sandviç yapıların serbest titreşim davranışı oldukça önemlidir. Sandviç yapıların malzeme özellikleri ve çekirdek konfigürasyonu gibi faktörler serbest titreşim özelliklerini önemli ölçüde etkilemektedir [12]. Araştırmacılar, raylı araç uygulamaları bağlamında sandviç yapıların serbest titreşim davranışını araştırmak için analitik yöntemler, sonlu elemanlar analizi ve deneysel yöntemler gibi çeşitli teknikler kullanmışlardır [13, 14]. Bu çalışmalar, hafif yapıların doğal frekansları, mod şekilleri ve sönümlenme özellikleri hakkında, tasarımın optimize edilmesi ve raylı araçların güvenli bir şekilde çalışmasının sağlanması için gerekli olan değerli bilgiler sağlamıştır.

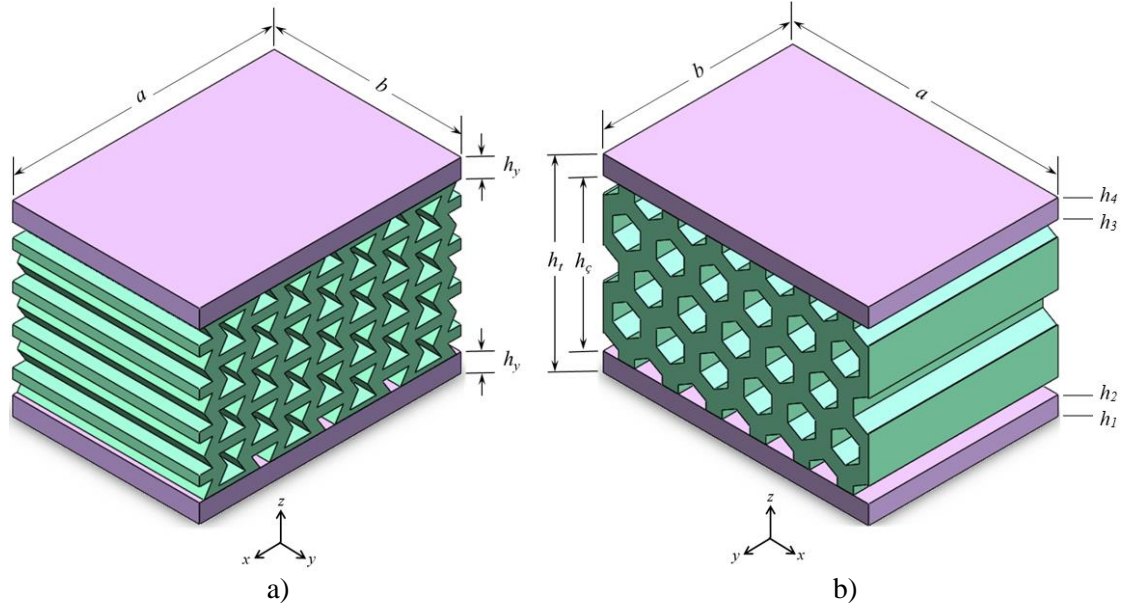
Demiryolu araç gövdelerinde kullanılan plakaların serbest titreşim analizlerinin incelenmesi üzerine çalışmalar olmasına rağmen, alüminyum alaşımlı gözenekli sandviç yapılardan oluşan plakaların analitik ve nümerik yöntemlerle dinamik özelliklerini inceleyen çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışmanın amacı, demiryolu araç gövdelerinde kullanılan ve çekirdek katmanı auxetic veya bal peteği yapısından oluşan alüminyum alaşımlı sandviç plakaların doğal frekans üzerindeki etkisini araştırmaktır. Çalışmada belirtildiği üzere, plakanın titreşim tepkilerinin incelenmesinde FSDT ve FEM kullanılarak çözümler elde edilmiştir. Elde edilen çözümlerde iki farklı gözeneklilik yapısı, dört farklı gözeneklilik oranı, üç farklı en/boy oranı, üç farklı çekirdek katmanı/yükseklik oranı ve dört farklı sınır koşulları kullanılarak bu parametrelerin serbest titreşimlere etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde tüm bu parametrelerin demiryolu araç gövdelerinde kullanılan gözenekli sandviç plakaların doğal frekanslarını önemli derecede etkilediği gözlemlenmiştir.

2. Teorik Formülasyon

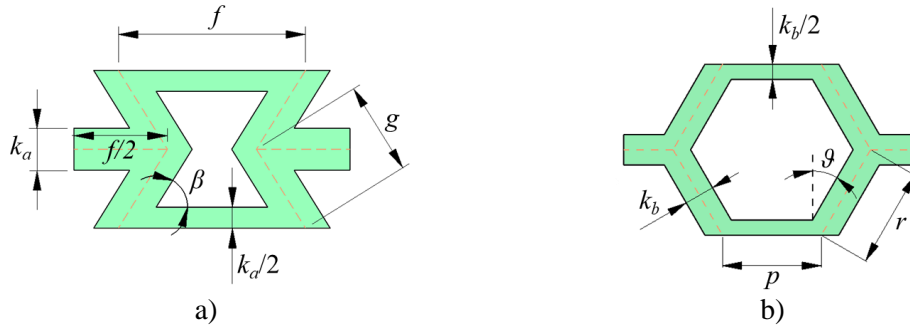
2.1. Önerilen sandviç plaka modelinin tanımlanması

Raylı sistem araçlarının dış duvar panellerinde, gözenekli çekirdek katmanlı sandviç plakaların kullanımının yapının serbest titreşim cevabına etkisinin incelenmesi için iki farklı tasarım sunulmuştur. Şekil 1.'de sunulduğu gibi, birinci model auxetic çekirdek katmanın iki metal alaşımlı plaka arasına sandviç edilmesinden oluşurken, ikinci model bal peteği çekirdek katmanlı sandviç edilmesinden oluşmaktadır. Her iki modelde de a , b , h_c ve h_y sırasıyla plakaların enini, boyunu, çekirdek katmanın yüksekliğini ve yüzey katmanların yüksekliğini ifade etmektedir.

Sandviç plakaların yüzey ve çekirdek katmanı için Al 6005A-T6 alüminyum alaşımı kullanılmıştır.



Şekil 1. Farklı çekirdek katmanlarına sahip sandviç plakaların şematik gösterimi a) Auxetic b) Bal peteği



Şekil 2. Çekirdek katmanlarının geometri yapısı a) Auxetic b) Bal peteği

2.2. Auxetic çekirdek plaka konfigürasyonu

Şekil 2.'de gösterildiği gibi sandviç plakanın çekirdek katmanı, eğim açısı (β), yatay duvar uzunluğu (f), duvar kalınlığı (k_a) ve eğimli duvar uzunluğu (g) parametreleri ile tanımlanan auxetic hücrelerin belirli bir düzende yerleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Auxetic katmanın tasarımında, hücrelerin geometrik parametreleri yapıdaki gözeneklilik oranı baz alınarak belirlenmiş ve bal peteği yapı ile aynı gözeneklilik oranına sahip olması sağlanmıştır. Auxetic çekirdek katmanın mekanik özellikleri aşağıdaki gibi hesaplanır [15, 16]:

$$E_{11}^{Aux} = E_{Al} \left[\frac{(\mathcal{F} - \sin \beta) \mathcal{M}^3}{[(\mathcal{F} \sec^2(\beta) + \tan^2(\beta)) \mathcal{M}^2 + 1] \cos^3(\beta)} \right] \quad (1)$$

$$E_{22}^{Aux} = E_{Al} \left[\frac{\mathcal{M}^3}{(\mathcal{M}^2 + \tan^2(\beta)) (\cos(\beta) \mathcal{F} - \cos(\beta) \sin(\beta))} \right] \quad (2)$$

$$G_{12}^{Aux} = G_{Al} \left[\frac{\mathcal{M}^3}{(2\mathcal{F}^2 + \mathcal{F}) \cos \beta} \right] \quad (3)$$

$$G_{13}^{Aux} = G_{Al} \left[\frac{2\sin^2(\beta) + \mathcal{F}}{2(\mathcal{F} - \sin(\beta))} + \frac{-\sin(\beta) + \mathcal{F}}{2\mathcal{F} + 1} \right] \frac{\mathcal{M}}{2\cos(\beta)} \quad (4)$$

$$G_{23}^{Aux} = G_{Al} \left[\frac{\mathcal{M} \cos(\beta)}{\mathcal{F} - \sin(\beta)} \right] \quad (5)$$

$$\rho^{Aux} = \rho_{Al} \left[\frac{(2 + \mathcal{F})\mathcal{M}}{2(\mathcal{F} - \sin(\beta)) \cos(\beta)} \right] \quad (6)$$

$$v_{12}^{Aux} = \frac{(\sin(\beta) - \mathcal{F})(\sin(\beta))(1 - \mathcal{M}^2)}{\cos^2(\beta) [\mathcal{M}^2(\mathcal{F} \sec^2(\beta) + \tan^2(\beta)) + 1]} \quad (7)$$

$$v_{21}^{Aux} = \frac{(\mathcal{M}^2 - 1) \sin(\beta)}{(\mathcal{F} - \sin(\beta))(\mathcal{M}^2 + \tan^2(\beta))} \quad (8)$$

burada $\mathcal{F} = f/g$ ve $\mathcal{M} = k_a/g$ olarak tanımlanmıştır.

2.3. Bal peteği çekirdek plaka konfigürasyonu

Ele alınan bal peteği çekirdek katmanı altıgen petek hücrelerinin çeşitli konfigürasyonlarda yerleştirilmesi ile oluşmaktadır. Her bir hücre duvar kalınlığı (k_b), eğim açısı (ϑ), eğimli kenar uzunluğu (r) ve yatay kenar uzunluğu (p) parametreleri ile tanımlanmaktadır. Bal peteği çekirdek katmanı mekanik malzeme özellikleri aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$E_{11}^{Bp} = \frac{E_{Al} \mathcal{U}^3 \cos \vartheta}{(\mathcal{T} + \sin \vartheta) \sin^2 \vartheta} [1 - \mathcal{U}^2 \cot^2 \vartheta] \quad (9)$$

$$E_{22}^{Bp} = \frac{E_{Al} \mathcal{U}^3 (\mathcal{T} + \sin \vartheta)}{\cos^3 \vartheta} [1 - \mathcal{U}^2 (\mathcal{T} \sec^2 \vartheta + \tan^2 \vartheta)] \quad (10)$$

$$G_{12}^{Bp} = \frac{G_{Al} \mathcal{U}^3 (\mathcal{T} + \sin \vartheta)}{\mathcal{T}^2 (1 + 2\mathcal{T}) \cos \vartheta} \quad (11)$$

$$G_{13}^{Bp} = \frac{G_{Al} \mathcal{U} \cos \vartheta}{\mathcal{T} + \sin \vartheta} \quad (12)$$

$$G_{23}^{Bp} = \frac{G_{Al} \mathcal{U}}{2\cos \vartheta} \left[\frac{\mathcal{T} + \sin \vartheta}{(1 + 2\mathcal{T}) \cos \vartheta} + \frac{\mathcal{T} + 2\sin^2 \vartheta}{2(\mathcal{T} + \sin \vartheta)} \right] \quad (13)$$

$$v_{12}^{Bp} = \frac{\cos^2 \vartheta}{(\mathcal{T} + \sin \vartheta) \sin \vartheta} [1 - \mathcal{U}^2 \csc^2 \vartheta] \quad (14)$$

$$v_{21}^{Bp} = \frac{(\mathcal{T} + \sin \vartheta) \sin \vartheta}{\cos^2 \vartheta} [1 - \mathcal{U}^2 (1 + \mathcal{T}) \sec^2 \vartheta] \quad (15)$$

$$\rho^{Bp} = \frac{\rho_{Al} \mathcal{U} (\mathcal{T} + 2)}{2 \cos \vartheta (\mathcal{T} + \sin \vartheta)} \quad (16)$$

burada $\bar{U} = k_b/r$ ve $\bar{\gamma} = p/r$ olarak tanımlanmıştır.

2.4. Şekil değiştirme ve yer değiştirme

FSDT'ye dayanarak, lokal eksenlerde (x, y, z) plaka elemanının herhangi bir noktasındaki yer değiştirme alanı (u, v, w) aşağıdaki gibi tanımlanabilir [17]:

$$\begin{aligned} u_1(x, y, z, t) &= u_0(x, y, t) + z\phi_x(x, y, t) \\ u_2(x, y, z, t) &= v_0(x, y, t) + z\phi_y(x, y, t) \\ u_3(x, y, z, t) &= w_0(x, y, t) \end{aligned} \quad (17)$$

burada u_1, u_2 ve u_3, x, y ve z yönlerindeki yer değiştirmeleri temsil etmektedir. u_0, v_0, w_0, ϕ_x ve ϕ_y sırasıyla orta düzlemin yer değiştirmeleri ve y eksenine ile x eksenine etrafındaki dönme açılardır. Denklem 17.'den normal (ε) ve kayma gerilmeleri (γ) aşağıdaki formda yazılabilir:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xx} &= \frac{\partial u_1}{\partial x} = \frac{\partial u_0}{\partial x} + z \frac{\partial \phi_x}{\partial x} \\ \varepsilon_{yy} &= \frac{\partial u_2}{\partial y} = \frac{\partial v_0}{\partial y} + z \frac{\partial \phi_y}{\partial y} \\ \gamma_{yz} &= \frac{\partial u_2}{\partial z} + \frac{\partial u_3}{\partial y} = \frac{\partial w_0}{\partial y} + \phi_y \\ \gamma_{xz} &= \frac{\partial u_1}{\partial z} + \frac{\partial u_3}{\partial x} = \frac{\partial w_0}{\partial x} + \phi_x \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u_1}{\partial y} + \frac{\partial u_2}{\partial x} = \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} + z \left(\frac{\partial \phi_x}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (18)$$

2.5. Bünye denklemleri

Klasik elastisite teorisinde gerilme aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (19)$$

burada Q_{ii} aşağıdaki gibi tanımlanabilen direngenlik katsayılarıdır [18]:

$$\begin{aligned} Q_{11} &= \frac{E_{11}}{1 - \nu_{12}^2}; \quad Q_{22} = \frac{E_{22}}{1 - \nu_{12}^2}; \quad Q_{12} = \nu_{12} Q_{22}; \\ Q_{44}(z) &= G_{23}; \quad Q_{55} = G_{13}; \quad Q_{66} = G_{12}; \end{aligned} \quad (20)$$

2.6. Hamilton prensibi ile hareket denklemlerinin elde edilmesi

Sandviç plakanın serbest titreşim denklemleri Hamilton prensibi kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T - \delta U + \delta W) dt = 0 \quad (21)$$

burada δT , δU ve δW sırasıyla kinetik enerjinin, şekil değiştirme enerjisinin ve dış yük tarafından yapılan işin birinci varyasyonunu gösterir. δU ile temsil edilen şekil değiştirme enerjisi şu şekilde elde edilebilir:

$$\begin{aligned} \delta U = \int_{\Omega} & \left[\int_{h_1}^{h_2} (\sigma_{xx}^y \delta \varepsilon_{xx} + \sigma_{yy}^y \delta \varepsilon_{yy} + \sigma_{yz}^y \delta \gamma_{yz} + \sigma_{xz}^y \delta \gamma_{xz} + \sigma_{xy}^y \delta \gamma_{xz}) dz \right. \\ & + \int_{h_2}^{h_3} (\sigma_{xx}^c \delta \varepsilon_{xx} + \sigma_{yy}^c \delta \varepsilon_{yy} + \sigma_{yz}^c \delta \gamma_{yz} + \sigma_{xz}^c \delta \gamma_{xz} \\ & + \sigma_{xy}^c \delta \gamma_{xz}) dz + \int_{h_3}^{h_4} ((\sigma_{xx}^y \delta \varepsilon_{xx} + \sigma_{yy}^y \delta \varepsilon_{yy} + \sigma_{yz}^y \delta \gamma_{yz} + \sigma_{xz}^y \delta \gamma_{xz} \\ & \left. + \sigma_{xy}^y \delta \gamma_{xz}) dz \right] dx dy \quad (22) \end{aligned}$$

Kuvvet (N_{ij}) ve moment (M_{ij}) bileşenleri aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$N_{ij} = \int_{h_1}^{h_2} \sigma_{ij}^y dz + \int_{h_2}^{h_3} \sigma_{ij}^c dz + \int_{h_3}^{h_4} \sigma_{ij}^y dz \quad (i = x, y; j = x, y, z) \quad (23)$$

$$M_{ij} = \int_{h_1}^{h_2} z \sigma_{ij}^y dz + \int_{h_2}^{h_3} z \sigma_{ij}^c dz + \int_{h_3}^{h_4} z \sigma_{ij}^y dz \quad (i, j = x, y) \quad (24)$$

Denklem 23. ve Denklem 24.'ün, Denklem 22.'de yerine yazılması ve kısmi integrasyonu ile, şekil değiştirme enerjisinin kuvvet (N_{ij}) ve moment (M_{ij}) bileşenleri cinsinden ilk varyasyonu aşağıdaki gibi edilecektir:

$$\begin{aligned} \delta U = \iint_A & \left[\left(\frac{\partial N_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial y} \right) \delta u_0 + \left(\frac{\partial N_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial x} \right) \delta v_0 \right. \\ & + \left(\frac{\partial N_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial N_{xz}}{\partial x} \right) \delta w_0 + \left(\frac{\partial M_{xx}}{\partial x} + N_{xz} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} \right) \delta \phi_x \\ & \left. + \left(\frac{\partial M_{yy}}{\partial y} + N_{yz} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} \right) \delta \phi_y \right] dA \quad (25) \end{aligned}$$

Hamilton prensibinin kinetik enerji bileşeninin varyasyonu aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\begin{aligned} \delta T = \int_{\Omega} & \left[\int_{h_1}^{h_2} \rho^y (\dot{u} \delta \dot{u} + \dot{v} \delta \dot{v} + \dot{w} \delta \dot{w}) dz + \int_{h_2}^{h_3} \rho^c (z) (\dot{u} \delta \dot{u} + \dot{v} \delta \dot{v} + \dot{w} \delta \dot{w}) dz \right. \\ & \left. + \int_{h_3}^{h_4} \rho^y (z) (\dot{u} \delta \dot{u} + \dot{v} \delta \dot{v} + \dot{w} \delta \dot{w}) dz \right] dx dy \quad (26) \end{aligned}$$

Denklem 17.'deki u_1 , u_2 ve u_3 fonksiyonlarının Denklem 26.'da yerine yazılması ve ardından elde edilen denklemin integralinin alınması ile δT 'nin nihai formu aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned} \delta T = \iint_A \left[\left(I_0 \frac{\partial^2 u_0}{\partial t^2} + I_1 \frac{\partial^2 \phi_x}{\partial t^2} \right) \delta u_0 + \left(I_0 \frac{\partial^2 v_0}{\partial t^2} + I_1 \frac{\partial^2 \phi_y}{\partial t^2} \right) \delta v_0 \right. \\ \left. + \left(I_0 \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2} \right) \delta w_0 + \left(I_1 \frac{\partial^2 u_0}{\partial t^2} + I_2 \frac{\partial^2 \phi_x}{\partial t^2} \right) \delta \phi_x \right. \\ \left. + \left(I_1 \frac{\partial^2 v_0}{\partial t^2} + I_2 \frac{\partial^2 \phi_y}{\partial t^2} \right) \delta \phi_y \right] dA \end{aligned} \quad (27)$$

$$(I_0, I_1, I_2) = \int_{h_1}^{h_2} (1, z, z^2) \rho^y dz + \int_{h_2}^{h_3} (1, z, z^2) \rho^c dz + \int_{h_3}^{h_4} (1, z, z^2) \rho^y(z) dz \quad (28)$$

Dış yüklerin plaka üzerindeki sanal işleri Denklem 29. ile elde edilir.

$$\delta W = \int_A \left[N_x \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} + N_y \frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \right] \delta w_0 dA \quad (29)$$

Denklem 25., Denklem 27. ve Denklem 29.'daki δU , δT ve δW 'nin Denklem 21.'de yerine yazılmasıyla, sandviç plakanın diferansiyel denklemleri elde edilir.

2.7. Hareket denklemlerinin çözüm prosedürü

Bu çalışma ile, önerilen auxetic çekirdek katmanlı ve pal peteği çekirdek katmanlı sandviç yapıların serbest titreşim cevabının elde edilmesinde sonlu elemanlar yöntemi ve Navier yöntemi olmak üzere iki farklı yöntem sunulmuştur. Nümerik çözüm yöntemlerinden biri olan sonlu elemanlar analizi için ANSYS yazılımı kullanılırken, analitik Navier yöntemi için Matlab yazılımı kullanılmıştır. Sandviç yapının titreşim cevabının elde edilmesinde basit mesnet (S), ankastre mesnet (C) ve serbest uç (F) olmak üzere üç farklı sınır koşulunun çeşitli varyasyonları tercih edilmiştir. Navier yaklaşımı kullanılarak, yer değiştirme bileşenleri çeşitli sınır koşulları dikkate alınarak aşağıdaki gibi yazılabilir [19, 20]:

$$\begin{pmatrix} u_0 \\ v_0 \\ w_0 \\ \phi_x \\ \phi_y \end{pmatrix} = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \begin{pmatrix} U_{mn} X'_m(x) Y_n(y) e^{i\omega_n t} \\ V_{mn} X_m(x) Y'_n(y) e^{i\omega_n t} \\ W_{mn} X_m(x) Y_n(y) e^{i\omega_n t} \\ \phi_{xmn} X'_m(x) Y_n(y) e^{i\omega_n t} \\ \phi_{ymn} X_m(x) Y'_n(y) e^{i\omega_n t} \end{pmatrix} \quad (30)$$

burada U_{mn} , V_{mn} , W_{mn} , θ_{xmn} ve θ_{ymn} yer değiştirme katsayılarını ifade etmektedir. Sandviç plakanın farklı sınır koşulları için X_m ve Y_n fonksiyonları Tablo 1.'de sunulmuştur. Ayrıca, ω_n doğal frekansı ifade etmektedir.

Denklem 30.'daki yer değiştirme değişkenleri matris olarak Denklem 31.'deki gibi yazılabilir.

$$\{\Delta\} = [U_{mn} \quad V_{mn} \quad W_{mn} \quad \theta_{xmn} \quad \theta_{ymn}]^T \quad (31)$$

Tablo 1. Plakanın farklı sınır koşulları için X_m ve Y_n fonksiyonları [20]

Sınır koşulları (SK)	X_m ve Y_n fonksiyonları
----------------------	------------------------------

	$x = 0, a$	$y = 0, b$	X_m	Y_n
SSSS	$X_m(0) = X_m''(0) = 0$ $X_m(a) = X_m''(a) = 0$	$Y_n(0) = Y_n''(0) = 0$ $Y_n(b) = Y_n''(b) = 0$	$\sin(\lambda x)$	$\sin(\eta y)$
SSCC	$X_m(0) = X_m''(0) = 0$ $X_m(a) = X_m'(a) = 0$	$Y_n(0) = Y_n''(0) = 0$ $Y_n(b) = Y_n'(b) = 0$	$\sin(\lambda x)$	$\sin^2(\eta y)$
CCCC	$X_m(0) = X_m''(0) = 0$ $X_m(a) = X_m'(a) = 0$	$Y_n(0) = Y_n''(0) = 0$ $Y_n(b) = Y_n'(aB) = 0$	$\sin^2(\lambda x)$	$\sin^2(\eta y)$
CSCS	$X_m(0) = X_m'(0) = 0$ $X_m(a) = X_m''(a) = 0$	$Y_n(0) = Y_n'(B) = 0$ $Y_n(b) = Y_n''(B) = 0$	$\sin(\lambda x)[\cos(\lambda x) - 1]$	$\sin(\eta y)[\cos(\eta y) - 1]$

Burada $\lambda = \frac{m\pi}{a}$ ve $\eta = \frac{n\pi}{b}$ olarak tanımlanmıştır. Sandviç plakanın serbest titreşimi için hareket denklemleri düzenlenerek matris ve vektör gösterimi ile aşağıdaki gibi türetilir:

$$\{[K] - \omega_{mn}^2[M]\}\{\Delta\} = 0 \quad (32)$$

burada $[K]$ ve $[M]$ sırasıyla direngenlik ve kütle matrisini ifade etmektedir.

3. Sayısal Sonuçlar ve Tartışma

Bu bölümde, auxetic ve bal peteği çekirdek katmanlı sandviç plakaların serbest titreşim analizi gözeneklilik oranı, en/boy oranı, kalınlık oranı ve kenar sınır koşulları parametreleri ile hem analitik hem de nümerik yöntemle incelenmiştir. Hem analitik hem de nümerik yöntemin kullanılması, uygulanan yöntemin doğruluğunun tespit edilmesine yardımcı olmuştur. Auxetic ve bal peteği çekirdek katmanlarının gözenek oranı aynı olacak şekilde tasarımları yapılmıştır. Böylelikle tasarımların sandviç yapının doğal frekansına etkisinin daha efektif şekilde karşılaştırılması sağlanmıştır. Analiz çalışmalarında, plakanın geometrik parametreleri $a = b = 0,1$ m, $h_t = a/10$, $h_c = 0,8h$ ve $h_y = 0,1h$ olarak alınmıştır. Burada h_t sandviç plakanın toplam kalınlığını ifade etmektedir ve $h_t = h_c + 2h_y$ ile hesaplanır. Sandviç plakanın hem çekirdek katmanında hem de yüzey katmanlarında raylı sistem araçlarında tercih edilen Al 6005A-T6 alüminyum alaşımının mekanik özellikleri Tablo 2. ile sunulmuştur.

Tablo 2. Al 6005A-T6'nın mekanik özellikleri [21]

Malzeme	Young Modülü (E)	Poisson oranı (ν)	Yoğunluk (ρ)
Al 6005A-T6	69 GPa	0,33	2700 kg/m ³

3.1. Serbest titreşim analizi

Bu bölümde, auxetic ve bal peteği çekirdekli sandviç plakaların ilk altı titreşim modu için doğal frekans değerlerinin değişimi dört farklı gözeneklilik oranı ($\alpha = 0,3; 0,4; 0,5; 0,6$), dört farklı sınır koşulu (CCCC, CFFF, CFCF ve SSSS), üç farklı en/boy oranı ($a/b = 0,5; 1; 2$) ve üç farklı çekirdek katmanı/yükseklik oranı ($h_c/h_t = 0,6; 0,7; 0,8$) dikkate alınarak hem FEA metodu hem de Navier metodu ile incelenmiştir. Çekirdek katmanların tasarımında gözenek oranı temel parametre olarak ele alınmış, böylelikle her iki modelde de gözenek oranı aynı olacak şekilde auxetic ve bal peteği hücrelerinin geometrik parametreleri belirlenmiştir. Tablo 3., önerilen sandviç plakanın ilk üç titreşim modu serbest titreşim cevabının çekirdek tipi ve gözenek oranına göre değişimini analitik ve nümerik sonuçlar ile göstermektedir. Tablodan görüldüğü üzere, auxetic çekirdek tipi için ilk üç titreşim moduna ait doğal frekans değerleri, $\alpha = 0,3$ ile $\alpha = 0,5$

arasında %7,76 oranında artış göstermiş, ancak $\alpha = 0,5$ 'ten $\alpha = 0,6$ 'ya kadar %21,11 oranında azalma kaydetmiştir. Bal peteği çekirdek tipinde ise doğal frekans değerleri $\alpha = 0,3$ ile $\alpha = 0,4$ arasında %5,77 oranında artış göstermiş, ancak $\alpha = 0,4$ 'ten $\alpha = 0,6$ 'ya kadar %7,62 oranında azalma kaydetmiştir. Doğal frekanstaki bu artış ve azalış auxetic çekirdekte $\alpha = 0,5$ 'e kadar, bal peteğinde ise $\alpha = 0,4$ 'e kadar sandviç yapının kütlelesinin direngenlik katsayısına göre daha fazla azalması ve bu noktalardan sonra direngenliğin hızlı bir şekilde azalmasıdır. Aynı gözeneklilik oranları dikkate alındığında bal peteği çekirdek tipinde daha yüksek doğal frekans değerlerinin elde edildiği görülmektedir. Ayrıca, FEA ve Navier çözümünden elde edilen değerler kıyaslandığında sonuçların oldukça yakın olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 3. Sandviç plakanın doğal frekans değerlerinin çekirdek tipi ve gözeneklilik oranına göre değişimi ($a/b=1$; $h_c/h_t=0,8$; CCCC)

Çekirdek tipi	α	w_n (Hz)					
		Mod 1		Mod 2		Mod 3	
		FEA	FSDT	FEA	FSDT	FEA	FSDT
Auxetic	0,3	6736,4	6738,7	10334	10337,3	13688	13694,2
	0,4	6930,8	6933,9	11055	11058,8	13833	13839,7
	0,5	7259,3	7264,2	12023	12028,3	14065	14072,6
	0,6	5726,7	5729,4	7319,4	7325,8	9537,4	9531,1
Bal Peteği	0,3	7814,3	7816,5	14365	14369,4	14931	14938,3
	0,4	8265,3	8268,9	15184	15188,8	15557	15563,7
	0,5	7994,8	7997,2	14515	14521,4	14882	14891,0
	0,6	7635,1	7638,0	12948	12955,9	14439	14460,3

Tablo 4. Sandviç plakanın doğal frekans değerlerinin sınır koşulları ve çekirdek tipine göre değişimi ($\alpha=0,4$; $a/b=1$; $h_c/h_t=0,8$)

SK	Çekirdek tipi	w_n (Hz)					
		Mod 1	Mod 2	Mod 3	Mod 4	Mod 5	Mod 6
CCCC	Auxetic	6930,8	11055	13833	16451	16940	21410
	Bal Peteği	8265,3	15184	15557	21254	24469	25385
CFFF	Auxetic	897,9	1887,6	4646,8	4998,6	5648,1	6549,4
	Bal Peteği	947,6	1982,8	5010,1	5085,5	6075,5	6916,2
CFCF	Auxetic	5151,3	5758,9	8475,3	11472	12596	13301
	Bal Peteği	5207,8	5920,9	9136,7	12844	12917	13728
SSSS	Auxetic	1324,4	1941,5	2416,6	3116,1	8009,12	8332,3
	Bal Peteği	1551,4	2529,1	3455,6	4384,8	10016	10722

Sandviç plakanın ilk altı titreşim modunun serbest titreşim cevabının farklı sınır koşulları ve çekirdek tipine göre değişimi Tablo 4.'de sunulmuştur. Tablodan görüldüğü gibi her iki çekirdek tipi doğal frekans değerleri sınır koşullarından önemli derecede etkilenmektedir. En büyük doğal frekans değerleri CCCC sınır koşulları ile elde edilirken, en düşük doğal frekans değerleri CFFF sınır koşulu için elde edilmiştir. Birinci doğal frekans değerleri incelendiğinde, auxetic yapıda CCCC ve CFFF sınır koşulları arasındaki azalma miktarının %87,04, bal peteği yapısında ise %88,53 olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, bal peteği ve auxetic çekirdek tipleri karşılaştırıldığında

CFFF sınır koşulunda doğal frekans değerlerinin oldukça yakın olduğu, CCCC sınır koşulunda ise farkın arttığı tespit edilmiştir.

Tablo 5., sandviç plakanın doğal frekans değerlerinin çekirdek tipine ve plakanın en/boy oranına göre değişimini CFFF sınır koşullarına göre incelenmesini sunmaktadır. Üç farklı en/boy oranına göre sandviç plakanın ilk altı titreşim modu doğal frekans değerleri elde edilmiştir. Tablodan görüldüğü üzere, en/boy oranı 0,5'ten 2'ye yükseldiğinde, doğal frekans auxetic çekirdek için 194,0'dan 3475,4'e, bal peteği çekirdek için ise 224,5'ten 3488,4'e artmıştır. Bu artışın sebebi artan en/boy oranı ile plakanın özellikle eğilme direngenliğinin önemli derecede artmasıdır. Tablodan $a/b = 0,5$ ve $a/b = 2$ değerleri için doğal frekanslardaki artış incelendiğinde, özellikle Mod 1 doğal frekans değerlerindeki artışın diğer modlara göre çok daha büyük olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 5. Sandviç plakanın doğal frekans değerlerinin çekirdek tipi ve en/boy oranına göre değişimi ($\alpha=0,4$; SK=CFFF; $h_c/h_t=0,8$)

Çekirdek tipi	a/b	w_n (Hz)					
		Mod 1	Mod 2	Mod 3	Mod 4	Mod 5	Mod 6
Auxetic	0,5	194,0	836,3	1374,2	1644,4	2678,6	3720,8
	1	897,9	1887,6	4646,8	4998,6	5648,1	6549,4
	2	3475,4	4574,9	7735,2	10879	12718	17026
Bal Peteği	0,5	224,5	872,3	1373,6	1706,2	2814,3	3734,9
	1	947,6	1982,8	5010,1	5085,5	6075,5	6916,2
	2	3488,4	4832,7	8491,5	12091	14948	17393

Tablo 6. Sandviç plakanın doğal frekans değerlerinin çekirdek tipi ve kalınlık oranına göre değişimi ($\alpha=0,4$; $a/b=1$; SK=CFFF)

Çekirdek tipi	h_c/h_t	w_n (Hz)					
		Mod 1	Mod 2	Mod 3	Mod 4	Mod 5	Mod 6
Auxetic	0,6	853,5	1996,5	4911,5	5112,2	6042,6	6773,2
	0,7	879,3	1932,1	4878,5	5022,6	5876,2	6649,8
	0,8	897,9	1887,6	4646,8	4998,6	5648,1	6549,4
Bal Peteği	0,6	912,6	2076,3	5128,5	5213,3	6471,1	7168,2
	0,7	923,6	2054,5	5067,1	5199,7	6431,9	7075,9
	0,8	947,6	1982,8	5010,1	5085,5	6075,5	6916,2

Sandviç plakanın ilk altı titreşim modu serbest titreşim cevabının kalınlık oranı ve çekirdek tipine göre değişimi Tablo 6.'da sunulmuştur. Tablodan görüldüğü üzere, çekirdek katmanının yüksekliğinin artmasıyla, birinci titreşim modunun doğal frekansı auxetic çekirdek için yaklaşık %5, bal peteği çekirdek için ise yaklaşık %4 oranında artış göstermiştir.

4. Sonuç

Bu çalışmada, bal peteği ve auxetic çekirdekli sandviç plakaların serbest titreşim davranışları FSDT kullanılarak incelenmiştir. Sandviç plakanın hem çekirdek katmanında hem de yüzey katmanlarında raylı sistem araçlarında tercih edilen Al 6005A-T6 alüminyum alaşımı kullanılmıştır. Sandviç plakaların serbest titreşim analizi gözeneklilik yapısı, gözeneklilik oranı, en/boy oranı, çekirdek katmanı/yükseklik oranı ve sınır koşullarına göre incelenmiştir. Yapılan

analiz çalışmaları neticesinde bazı önemli çıkarımlar yapılmıştır. Auxetic çekirdek tipinde doğal frekans değerleri $\alpha=0,5$ gözeneklilik oranına kadar artış gösterirken, $\alpha = 0,5$ 'den sonra azalışa geçmiştir. Bal peteği çekirdek tipinde ise doğal frekans değerleri $\alpha = 0,4$ 'e kadar artış gösterirken, $\alpha = 0,4$ 'ten sonra azalışa geçmiştir. Yani genel olarak gözeneklilik oranı plakanın doğal frekansını artırırken, direngenliğin kütleyle göre daha fazla azaldığı noktadan sonra azalmaya geçmektedir. Her iki çekirdek tipi doğal frekans değerleri sınır koşullarından önemli derecede etkilenmektedir. En büyük doğal frekans değerleri CCCC sınır koşulları ile elde edilirken, en düşük doğal frekans değerleri CFFF sınır koşulu için elde edilmiştir. Bal peteği ve auxetic çekirdek tipleri karşılaştırıldığında CFFF sınır koşulunda doğal frekans değerlerinin oldukça yakın olduğu, CCCC sınır koşulunda ise farkın arttığı tespit edilmiştir. Artan en/boy oranı ile doğal frekans değerlerinde önemli derecede artış meydana gelmiştir. Auxetic ve bal peteği çekirdek katmanlı sandviç plakaların birinci doğal frekansları aynı gözeneklilik oranı ($\alpha = 0,4$), sınır koşulu (CCCC), en/boy oranı ($a/b = 1$) ve yükseklik oranı ($h_c/h_t = 0,7$) için kıyaslandığında bal peteği yapıda bütün parametrelerde daha yüksek doğal frekans değerleri elde edilmiştir. Bu değerler gözeneklilik oranı için %19,26, sınır koşulu için %16,14, en/boy oranı için %5,53 ve yükseklik oranı için %5,03 olarak elde edilmiştir. Ayrıca, FEA ve Navier çözümünden elde edilen değerler kıyaslandığında sonuçların oldukça yakın olduğu tespit edilmiştir. Bu çalışma ile bal peteği ve auxetic çekirdekli sandviç plakaların serbest titreşim davranışları hakkında önemli çıkarımlar elde edilmiştir. Raylı sistem araçlarında tercih edilen Al 6005A-T6 alüminyum alaşımının malzeme özellikleri dikkate alınarak yapılan analizler ile literatürdeki boşluğa referans sağlanacağı düşünülmektedir. Raylı sistemlerdeki ağırlık azaltma, enerji verimliliği ve güvenlik gereksinimlerinin artması, bu iki yapının daha geniş kullanımını teşvik etmektedir. Özellikle auxetic yapıların üretim süreçlerinde sağlanacak iyileştirmeler, bu yapıların raylı sistem araçlarının farklı bileşenlerinde daha yaygın bir şekilde kullanılmasına olanak sağlayabileceği düşünülmektedir.

Kaynakça

- [1] F. Arifurrahman, B. A. Budiman, and M. Aziz, "On the lightweight structural design for electric road and railway vehicles using fiber reinforced polymer composites," *Int. J. Sustain. Transp. Technol.*, vol. 1, no. 1, pp. 21–29, Apr. 2018, doi: 10.31427/IJSTT.2018.1.1.4
- [2] M. Nagai, H. Yoshida, T. Tohtake, and Y. Suzuki, "Coupled vibration of passenger and lightweight car-body in consideration of human-body biomechanics," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 44, no. 1, pp. 601–611, Jan. 2006, doi: 10.1080/00423110600879361
- [3] M. Khadem Sameni and A. Moradi, "Railway capacity: A review of analysis methods," *J. Rail Transp. Plan. Manag.*, vol. 24, p. 100357, Dec. 2022, doi: 10.1016/j.jrtpm.2022.100357
- [4] Z. Wu et al., "Structural integrity issues of additively manufactured railway components: Progress and challenges," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 149, p. 107265, Jul. 2023, doi: 10.1016/j.engfailanal.2023.107265
- [5] A. Önder and M. Robinson, "Investigating the feasibility of a new testing method for GFRP/polymer foam sandwich composites used in railway passenger vehicles," *Compos. Struct.*, vol. 233, p. 111576, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.compstruct.2019.111576
- [6] A. Sakly, A. Laksimi, H. Kebir, and S. Benmedakhen, "Experimental and modelling study of low velocity impacts on composite sandwich structures for railway applications," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 68, pp. 22–31, Oct. 2016, doi: 10.1016/j.engfailanal.2016.03.001
- [7] V. Sharma et al., "Multi-criteria decision making methods for selection of lightweight material for railway vehicles," *Materials*, vol. 16, no. 1, p. 368, Dec. 2022, doi: 10.3390/ma16010368
- [8] O. F. Hosseinabadi and M. R. Khedmati, "A review on ultimate strength of aluminum structural elements and systems for marine applications," *Ocean Eng.*, vol. 232, p. 109153, Jul. 2021, doi: 10.1016/j.oceaneng.2021.109153
- [9] X. Sun, X. Han, C. Dong, and X. Li, "Applications of aluminum alloys in rail transportation," *Advanced Aluminum Composites and Alloys*, L. A. Dobrzański, Ed. Rijeka: IntechOpen, 2021, doi: 10.5772/intechopen.96442
- [10] Y. Zhao, Z. Yang, T. Yu, and D. Xin, "Mechanical properties and energy absorption capabilities of aluminum foam sandwich structure subjected to low-velocity impact," *Constr. Build. Mater.*, vol. 273, p. 121996, 2021, doi: 10.1016/j.conbuildmat.2020.121996

- [11] H. Junaedi, T. Khan, and T. A. Sebaey, "Characteristics of carbon-fiber-reinforced polymer face sheet and glass-fiber-reinforced rigid polyurethane foam sandwich structures under flexural and compression tests," *Materials (Basel)*, vol. 16, no. 14, 2023, doi: 10.3390/ma16145101
- [12] V. Pourriahi, M. Heidari-Rarani, and A. T. Isfahani, "Influence of geometric parameters on free vibration behavior of an aluminum honeycomb core sandwich beam using experimentally validated finite element models," *J. Sandw. Struct. & Mater.*, vol. 24, no. 2, pp. 1449–1469, 2022, doi: 10.1177/10996362211053633
- [13] V. S. Sokolinsky, H. F. Von Bremen, J. A. Lavoie, and S. R. Nutt, "Analytical and experimental study of free vibration response of soft-core sandwich beams," *J. Sandw. Struct. & Mater.*, vol. 6, no. 3, pp. 239–261, 2004, doi: 10.1177/1099636204034634
- [14] A. Monti, A. El Mahi, Z. Jendli, and L. Guillaumat, "Experimental and finite elements analysis of the vibration behavior of a bio-based composite sandwich beam," *Compos. Part B Eng.*, vol. 110, pp. 466–475, 2017, doi: 10.1016/j.compositesb.2016.11.045
- [15] F. Li and W. Yuan, "Free vibration and sound insulation of functionally graded honeycomb sandwich plates," *J. Sandw. Struct. & Mater.*, vol. 24, no. 1, pp. 565–600, 2022, doi:10.1177/10996362211020440
- [16] M. Nouraei, V. Zamani and Ö. Civalek, "Vibration of smart sandwich plate with an auxetic core and dual-FG nanocomposite layers integrated with piezoceramic actuators," *Compos. Struct.*, vol. 315, vol. 315, pp. 117014, Feb. 2023, doi: 10.1016/j.compstruct.2023.117014
- [17] V. K. Tran, T. T. Tran, M. Van Phung, Q. H. Pham, and T. Nguyen-Thoi, "A finite element formulation and nonlocal theory for the static and free vibration analysis of the sandwich functionally graded nanoplates resting on elastic foundation," *J. Nanomater.*, vol. 2020, 2020, doi: 10.1155/2020/8786373
- [18] M. Nouraei, P. Haghi, and F. Ebrahimi, "Modeling dynamic characteristics of the thermally affected embedded laminated nanocomposite beam containing multi-scale hybrid reinforcement," *Waves in Random and Complex Media*, vol. 34, no. 5, pp. 4122–4151, Sep. 2024, doi: 10.1080/17455030.2021.1988758
- [19] I. Esen and R. Özmen, "Free and forced thermomechanical vibration and buckling responses of functionally graded magneto-electro-elastic porous nanoplates," *Mech. Based Des. Struct. Mach.*, pp. 1–38, 2022, doi: 10.1080/15397734.2022.2152045
- [20] M. Sobhy, "Buckling and free vibration of exponentially graded sandwich plates resting on elastic foundations under various boundary conditions," *Compos. Struct.*, vol. 99, pp. 76–87, 2013, doi: 10.1016/j.compstruct.2012.11.018
- [21] X. Yin, R. Song, Y. Song and G. Yin, "A new cross-section layout method and geometrical parameter optimization for floor beams of rack car body considering modal factors," *Struct. Multidisc. Optim.*, vol. 67, no. 72, 2024, doi: 10.1007/s00158-024-03794-y

Özgeçmiş



Fatih PEHLİVAN

İstanbul, 1986 doğumludur. Marmara, Politecnico di Milano ve Karabük Üniversitesi'nde sırasıyla lisans, yüksek lisans ve doktora Makine Mühendisliği eğitimi tamamlamıştır. Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Dr. Öğr. Üyesi olarak çalışmaktadır.

E-Posta: fatihpehlivan@karabuk.edu.tr

**Kerim Gökhan AKTAŞ**

1989, Nevşehir doğumludur. Lisans eğitimini Selçuk Üniversitesi'nde tamamlamıştır. Yüksek lisans ve doktora eğitimini Karabük Üniversitesi'nde tamamlamıştır. Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Dr. Öğr. Üyesi olarak çalışmaktadır. Çalışma konuları, mekanik titreşimler, akıllı malzemeler, sandviç nano yapılar, sensörler ve eyleyicilerdir.
E-Posta: kerimgokhanaktas@karabuk.edu.tr

Beyanlar:

Bu makalede bilimsel araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

Yazarların katkıları: Fatih PEHLİVAN: Kavramsallaştırma, Metodoloji, Yazılım, Görselleştirme.

Kerim Gökhan AKTAŞ: Kaynaklar, Doğrulama, Yazma-orijinal taslak hazırlama.